

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2004-124836

(P2004-124836A)

(43) 公開日 平成16年4月22日(2004.4.22)

(51) Int. Cl.⁷

F02B 31/00

F02B 23/10

F02F 1/42

F02M 69/00

F I

F02B 31/00

301B

F02B 31/00

301D

F02B 23/10

Z

F02F 1/42

F

F02M 69/00

360C

テーマコード (参考)

3G023

3G024

審査請求 未請求 請求項の数 13 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願2002-290750 (P2002-290750)

(22) 出願日 平成14年10月3日 (2002.10.3)

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(74) 代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥

(74) 代理人 100096459

弁理士 橋本 剛

(74) 代理人 100086232

弁理士 小林 博通

(74) 代理人 100092613

弁理士 富岡 潔

(72) 発明者 有松 幹城

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

最終頁に続く

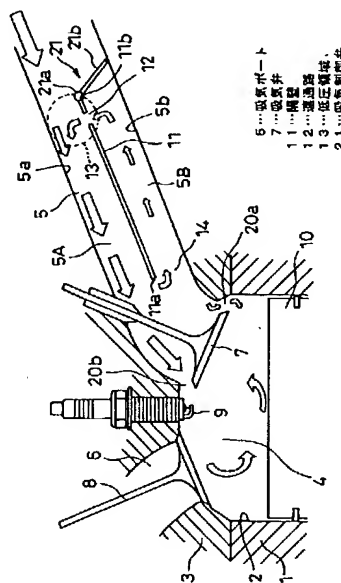
(54) 【発明の名称】 内燃機関の吸気装置

(57) 【要約】

【課題】 吸気ポート5の開口率を過度に小さくすることなく、シリンダ2内のタンブルを強化する。

【解決手段】 吸気ポート5内に長手方向に沿った隔壁11が設けられ、上側の第1流路5Aと下側の第2流路5Bとに区画される。隔壁11の上流側に吸気制御弁21が設けられており、この吸気制御弁21のすぐ下流側に発生する局所的な低圧領域13に臨むように、隔壁11にスリット状に連通路12が開口形成される。吸気制御弁21を開位置とすると、吸気流が上側の第1流路5Aのみに絞られると同時に、低圧領域13による圧力差によって、第2流路5Bの下流端14から吸気を取り込まれ、第2流路5Bを上流側へ流れて、連通路12から第1流路5Aへと還流する。そのため、吸気弁7の下側の間隙20aを通る流量が減少し、上側の間隙20bを通る流量が増大して、タンブルがより強化される。

【選択図】 図1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置において、
上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、
この隔壁の上流端に近接して位置し、かつ上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、
上記隔壁により区画された2つの流路を上記吸気制御弁に近い位置で互いに連通させる連通路と、
を備えていることを特徴とする内燃機関の吸気装置。

10

【請求項 2】

上記連通路が、上記隔壁に開口形成されていることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 3】

上記連通路は、流路と直交する方向に沿って細長いスリット状に開口形成されていることを特徴とする請求項 2 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 4】

上記連通路は、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において他方の流路に局部的に発生する低圧領域に対応する位置に開口形成されていることを特徴とする請求項 2 または 3 に記載の内燃機関の吸気装置。

20

【請求項 5】

上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置において該吸気制御弁と隔壁上流端との間に間隙が設けられており、この間隙によって上記連通路が構成されることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 6】

上記吸気制御弁は、板状の弁体を支持する回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続することを特徴とする請求項 1～5 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 7】

上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、その弁体の一部が他方の流路側に突出していることを特徴とする請求項 1～6 のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

30

【請求項 8】

他方の流路側に突出した弁体の先端縁に、下流側へ向かう折曲部がさらに形成されていることを特徴とする請求項 7 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 9】

上記吸気制御弁は、板状の弁体を支持する回転軸が、上記隔壁の延長線上に位置し、開位置では上記弁体が上記隔壁と直線状に連続するように構成されているとともに、隔壁上流端と上記回転軸との間に、上記連通路を構成する間隙が設けられており、かつ上記弁体には、その開位置において上記間隙を狭めるように延長部が設けられ、一方の流路を遮蔽した閉位置においては、この延長部が他方の流路側に突出することを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

40

【請求項 10】

上記吸気制御弁は、板状の弁体の一端部を支持する回転軸が、一方の流路側の吸気ポート内壁面に沿って位置し、開位置において上記流路内に突出しないように弁体を収容する凹部が吸気ポート内壁面に形成されているとともに、一方の流路を遮蔽する閉位置において、弁体と隔壁上流端との間に、連通路となる間隙が設けられることを特徴とする請求項 1 に記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項 11】

50

上記隔壁は、板状部材がシリンダヘッドに鋳込まれて構成されていることを特徴とする請求項1～10のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項12】

上記隔壁は、シリンダの上下方向を基準として、吸気ポートを上下に区画するように設けられ、上記吸気制御弁によって下側の流路が遮蔽されることを特徴とする請求項～11のいずれかに記載の内燃機関の吸気装置。

【請求項13】

上側の流路の通路断面積が下側の流路の通路断面積よりも大となるように隔壁の位置が設定されていることを特徴とする請求項12に記載の内燃機関の吸気装置。

【発明の詳細な説明】

10

【0001】

【発明の属する技術分野】

この発明は、シリンダに接続された吸気ポートを含む内燃機関の吸気装置、特に、シリンダ内のタンブルやスワール等のガス流動の強化を図った吸気装置の改良に関する。

【0002】

【従来の技術】

例えば、火花点火式内燃機関における希薄混合気の安定した燃焼の実現のためには、タンブルもしくはスワールといったシリンダ内のガス流動が非常に重要であり、より広い運転領域でガス流動を強化できることが必要である。

【0003】

20

従来から知られているシリンダ内のガス流動を強化する方法の一つは、特許文献1に見られるように、吸気ポートの通路断面の一部を遮蔽する吸気制御弁を用い、吸気ポート内を流れる吸気流を吸気ポートの一方の側に片寄せさせる方法である。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポートの下側に吸気制御弁が配置され、吸気ポートの上側に片寄って吸気が流れることで、シリンダ内のタンブルが強化されることになる。

【0004】

また、ガス流動を強化する他の方法として、特許文献2に見られるように、吸気ポート内に、その長手方向に沿った隔壁を設けるとともに、この隔壁により区画された一方の流路を開閉弁により開閉するようにした構成が知られている。例えば、タンブル生成のためには、吸気ポート内を上下に仕切るように隔壁が設けられ、その下側の流路が開閉弁によって閉じられることになる。これにより、上側の流路のみを通してシリンダ内に吸気が入流するため、前述した例に比べて流速や指向性が高く得られ、一般に、タンブル比はより向上する。

30

【0005】

【特許文献1】

特開2002-54535号公報

【0006】

【特許文献2】

特開平6-159079号公報

【0007】

40

【発明が解決しようとする課題】

上記のような公知の方法は、いずれも、ガス流動強化時に、吸気ポートの通路断面積を、吸気制御弁等によって実質的に減少させることになり、ベースとなる吸気ポート断面積に対する有効な通路断面積の割合を「開口率」として定義すると、一般に、開口率が小さいほどガス流動が高く得られる。しかしながら、開口率を小とすると、通気抵抗は増大し、シリンダ内に吸入可能な吸気量が減少するので、吸気制御弁等を閉じてガス流動を強化することができる運転条件は、比較的狭い範囲に制限されてしまう。

【0008】

この発明は、開口率を過度に小さくすることなくシリンダ内のガス流動を強化することができる内燃機関の吸気装置を提供することを目的とする。

50

【0009】

【課題を解決するための手段】

この発明は、内燃機関のシリンダに吸気ポートが接続され、かつこの吸気ポートの下流側の先端を吸気弁が開閉する内燃機関の吸気装置を前提としており、上記吸気ポートをその断面で2つの領域に区画するように、吸気ポートの長手方向に沿って設けられた隔壁と、この隔壁の上流端に近接して位置し、かつ上記隔壁により区画された一方の流路を開閉する吸気制御弁と、を備えている。さらに、本発明では、上記隔壁により区画された2つの流路を上記吸気制御弁に近い位置で互いに連通させる連通路を備えている。上記連通路は、上記隔壁に開口形成することができ、あるいは、吸気制御弁と隔壁との間の間隙によってこの連通路を構成することもできる。

10

【0010】

本発明では、上記吸気制御弁が一方の流路を遮蔽した閉位置にあるときに、他方の流路のみを通して吸気がシリンダ側へ流れることになり、吸気弁の周囲の一方に片寄った位置から相対的に多くの吸気がシリンダ内に流れ込む。これと同時に、吸気制御弁が吸気流を絞ることによって該吸気制御弁の下流側に局部的な圧力低下が生じ、上記連通路に作用する。従って、吸気制御弁で遮蔽された一方の流路の下流側の端部と上記連通路との間で圧力差が発生し、上記端部から吸気が吸い込まれるとともに、吸気ポートの上流側へ向かって逆に流れ、かつ連通路を通して他方の流路へと合流する。つまり、遮蔽した流路を介して吸気の一部が上流側へと還流する。そのため、吸気弁の周囲を通る吸気流の流量ないしは流速の不均衡が一層拡大し、シリンダ内のガス流動が効果的に強化される。

20

【0011】

【発明の効果】

この発明に係る内燃機関の吸気装置によれば、吸気制御弁が遮蔽した流路を介して一部の吸気が還流することによってシリンダ内のガス流動を効果的に向上させることができ、特に、吸気制御弁による開口率を小さくせずにより強いガス流動を得ることができる。従って、通気抵抗の増加に伴うポンピングロスの増加が抑制され、またシリンダ内に流入する吸気量を多く確保できることから広範な運転領域でガス流動の強化が図れる。

【0012】

【発明の実施の形態】

以下、この発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

30

【0013】

図1および図2は、この発明を筒内直接噴射式火花点火内燃機関の吸気装置に適用した第1実施例を示しており、これは、ガス流動としてタンプルの強化を図った例である。シリンダブロック1に円筒状のシリンダ2が複数形成されるとともに、その頂部を覆うシリンダヘッド3に、ペントルーフ型の燃焼室4が凹設されている。この燃焼室4の2つの傾斜面にそれぞれ開口するように、吸気ポート5および排気ポート6が形成されており、吸気ポート5の先端を吸気弁7が開閉し、かつ排気ポート6の先端を排気弁8が開閉している。ここで、吸気ポート5は、先端部が二股状に分岐しており、各気筒に一对設けられた吸気弁7がそれぞれの先端を開閉している。同様に、排気弁8も各気筒に一对設けられている。そして、これらの4つの弁に囲まれた燃焼室4中心部に、点火栓9が配置されている。なお、シリンダ2内に配置されたピストン10は、本発明の要部ではないので、頂面が平坦な単純形状として図示してあるが、必要に応じて成層燃焼等に適した所望の形状に構成される場合もある。

40

【0014】

そして、図1に示すように、本実施例では、吸気ポート5をその断面で上下2つの領域に区画するように、吸気ポート5の長手方向に沿った隔壁11が設けられている。この隔壁11は、シリンダヘッド3を鋳造する際に別体の金属板を鋳込むことによって構成されており、その下流端11aができるだけ下流側つまり吸気弁7に近い位置となるように配置されている。ここで、図示例では、この隔壁11が存在する長手方向の部分で吸気ポート5がほぼ直線状をなし、これに対応して隔壁11もほぼ直線状をなしているが、必ずしも

50

これに限定されるものではなく、吸気ポート 5 が湾曲している場合には、これに沿うように湾曲した隔壁 11 が設けられる。

【0015】

なお、当業者には明らかなように、本明細書において吸気ポート 5 や吸気流等についての「上」「下」とは、シリンダ 2 の上下を基準とするものであり、空間上の絶対的な上下の意味ではない。また、「吸気ポート」という用語も、必ずしもシリンダヘッド 3 内部の部分のみを意味するのではなく、態様によっては、その上流側の一部が、シリンダヘッド 3 外部の他の部材、例えば吸気マニホルドの一部として構成される場合も含む。つまりシリンダヘッド 3 とは別の吸気マニホルド等から構成される部分を含めて「吸気ポート」と呼ぶものとする。

10

【0016】

上記の隔壁 11 が存在する部分では、吸気ポート 5 内が、上側の通路状部分つまり第 1 流路 5 A と下側の通路状部分つまり第 2 流路 5 B とに分割される。そして、下側の第 2 流路 5 B を入口側つまり上流端で遮蔽するように、各気筒毎に吸気制御弁 21 が設けられている。この吸気制御弁 21 は、隔壁 11 の延長線上、特に、隔壁 11 の上流端 11 b の上流側に隣接して回転軸 21 a が位置し、かつこの回転軸 21 a に、板状をなす弁体 21 b の一端が支持されている。上記回転軸 21 a は、図示せぬアクチュエータに連係しており、タンブルを強化すべき運転条件では、弁体 21 b が図示の姿勢のような閉位置に制御され、第 2 流路 5 B を遮蔽する。このとき、吸気制御弁 21 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5 A へ案内する方向に弁体 21 b が僅かに傾斜している。また吸気量が大となる運転条件、例えば高速高負荷域では、吸気ポート 5 の長手方向に沿った開位置に制御され、第 2 流路 5 B を開放する。この開位置では、上記弁体 21 b が隔壁 11 の上流端 11 b 近傍部分と直線状に連続するような姿勢となり、吸気流と平行となるため、通路抵抗が最小となる。

20

【0017】

また、上記隔壁 11 の上流端 11 b 近傍に、第 1 流路 5 A と第 2 流路 5 B とを互いに連通させる連通路 12 が開口形成されている。この連通路 12 は、図 2 に示すように、気筒列方向（吸気ポート 5 の長手方向と直交する方向）に沿って細長いスリット状に開口している。

【0018】

次に上記実施例の構成における作用について説明する。吸気行程において、吸気弁 7 が開き、かつピストン 10 が下降すると、吸気は、吸気弁 7 周囲の間隙を通して、シリンダ 2 内に流入する。このとき、吸気制御弁 21 が開位置にあれば、第 1 流路 5 A および第 2 流路 5 B の双方を通して吸気が流れ、吸気弁 7 の周囲の各部からほぼ均等に吸気が流れ込むので、シリンダ 2 内に発生するガス流動は比較的弱い。

30

【0019】

これに対し、吸気制御弁 21 が図示のような閉位置に制御されると、下側の第 2 流路 5 B が遮蔽され、上側の第 1 流路 5 A のみを通して吸気がシリンダ 2 側へ流れることになる。特に、吸気ポート 5 の上側の内壁面 5 a（以下、上側内壁面 5 a と記す）に沿って吸気流が偏在し、吸気ポート 5 の下側の内壁面 5 b（以下、下側内壁面 5 b と記す）に沿う流れは非常に少ない。そのため、吸気弁 7 の周囲について見たときに、吸気弁 7 の下側つまりシリンダ 2 外周に近い側の間隙 20 a では、吸気の流量が少ないとともに、流速も低く、また吸気弁 7 の上側つまり点火栓 9 に近い側の間隙 20 b では、吸気の流量が多いとともに、流速も高くなる。この結果、シリンダ 2 内には、矢印で示すように、吸気弁 7 側から排気弁 8 側を経てピストン 10 頂面へと向かうタンブル（いわゆる順タンブル）が生じる。そして、本実施例では、吸気制御弁 21 が図示のように閉位置にあると、この部分が絞り部となって吸気流が第 1 流路 5 A のみを通流するように絞られるので、第 1 流路 5 A において、隔壁 11 の上流端 11 b よりも僅かに下流側で、局所的な圧力低下が生じ、符号 13 として示す低圧領域が発生する。上記連通路 12 は、この低圧領域 13 に開口している

40

ので、第 2 流路 5 B の下流側の開口端 14 との間で圧力差が生じる。そのため、上記開口

50

端 1 4 が吸気取り入れ口となり、上記圧力差によって、上記開口端 1 4 から吸気を取り込まれるとともに、吸気ポート 5 の上流側へ向かって逆に流れ、かつ連通路 1 2 から第 1 流路 5 A へと合流する。つまり、第 1 流路 5 A 通過後に吸気ポート 5 の下側の領域へと拡がろうとした吸気が第 2 流路 5 B を通して上流側へ還流し、上側の第 1 流路 5 A へと戻されることになる。そのため、吸気弁 7 の下側の間隙 2 0 a を通る吸気流がより少なくなると同時に、上側の間隙 2 0 b を通る吸気流がより多くなり、シリンダ 2 内のタンブルがより強く得られる。特に、下側の間隙 2 0 a を通る吸気流は、シリンダ 2 内のタンブルを弱めるように作用するのであるが、上記実施例では、上側の間隙 2 0 b を通る流れによりタンブルが強められるのみならず、このタンブルを弱めるように作用する下側の間隙 2 0 a を通る流れが抑制されることから、非常に効果的にタンブルが強化される。

10

【0020】

なお、上記実施例では、吸気ポート 5 を隔壁 1 1 により上下に分割してタンブル（縦渦）の強化を図っているが、隔壁 1 1 を配置する方向を適宜に設定することにより、スワール（横渦）の強化や、スワールとタンブルとを合成した方向の旋回流の強化を図ることも可能である。

【0021】

次に、図 3 および図 4 は、上記の第 1 実施例の一部を変更した第 2 実施例を示している。なお、前述した第 1 実施例と基本的に同一の箇所には同一符号を付し、重複する説明は省略する。

【0022】

この第 2 実施例では、吸気制御弁 2 1 の回転軸 2 1 a は、隔壁 1 1 の延長線上で、かつ隔壁 1 1 の上流端 1 1 b から僅かに離れて位置している。そして、弁体 2 1 b は、下側の第 2 流路 5 B を遮蔽する部分に加えて、回転軸 2 1 a を挟んで反対側に延びた延長部 2 1 d を有している。この延長部 2 1 d の回転軸 2 1 a からの突出量は、隔壁 1 1 の上流端 1 1 b と回転軸 2 1 a との間の距離にほぼ等しい。従って、弁体 2 1 b が隔壁 1 1 の上流端 1 1 b 部分と直線状に整列した開位置にあるときに、上記延長部 2 1 d が、上記上流端 1 1 b と上記回転軸 2 1 a との間の間隙を埋めるような形となり、殆ど隙間なく隔壁 1 1 と弁体 2 1 b とが連続するようになっている。また、この実施例では、隔壁 1 1 には、前述したスリット状の連通路は形成されていない。

20

【0023】

上記のように構成された第 2 実施例においては、吸気制御弁 2 1 の弁体 2 1 b が図示するように下側の第 2 流路 5 B を遮蔽した閉位置にあるときに、隔壁 1 1 の上流端 1 1 b と回転軸 2 1 a との間の間隙が連通路 1 2 として開放される。この間隙からなる連通路 1 2 は、やはり、弁体 2 1 b の下流に発生する低圧領域 1 3 に臨んだものとなるので、前述した第 1 実施例と同様に、下側の第 2 流路 5 B において下流の開口端 1 4 から上流側の連通路 1 2 へと吸気の一部が還流する。特に、この実施例では、図示の閉位置において、弁体 2 1 b の延長部 2 1 d が隔壁 1 1 よりも上方つまり第 1 流路 5 A 側に突出しているため、その背面側でより効果的に低圧領域 1 3 が発達し、連通路 1 2 を通した吸気の還流が確実に行われる。なお、第 1 実施例と同じく、第 2 流路 5 B を遮蔽した閉位置では、吸気制御弁 2 1 上流側から流れてきた吸気流を上側の第 1 流路 5 A へ案内する方向に弁体 2 1 b が僅かに傾斜している。

30

【0024】

また、高速高負荷域などで吸気制御弁 2 1 が開位置となったときには、前述のように弁体 2 1 b と隔壁 1 1 とが直線状に整列することで吸気抵抗の増加が回避されるとともに、延長部 2 1 d によって連通路 1 2 が実質的に閉塞されるため、吸気流の乱れが抑制される。なお、延長部 2 1 d の長さが上記の間隙の寸法よりも短くても、吸気制御弁 2 1 の開位置において、間隙が部分的に狭められる形となる。

【0025】

次に、上記第 2 実施例の構成を代表例として、本発明のより具体的な作用効果を説明する。図 5 は、第 2 実施例の吸気装置における実際の吸気の流れを解析したものであり、各部

50

の流れの速さおよび方向を、微細なベクトルつまり矢印でもって示している。矢印の粗密は、流量を示し、矢印が密に集まっている部位は、流量が大であることを意味する。また、図6は、比較例として、連通路12となる間隙を閉塞したものの吸気の流れを同様に示している。つまり、図6の構成は、単に隔壁11と吸気制御弁21とで吸気流を偏在させるようにした従来技術に相当する。なお、両者とも吸気制御弁21の開口率は同一（約20%）である。

【0026】

これらの図を対比すれば明らかなように、比較例である図6のものでは、上側の第1流路5Aを通過した吸気流は、隔壁11の下流端11aよりも下流で下方へも拡散していくので、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流が少なからず存在する。なお、隔壁11の下側の第2流路5Bでは殆ど流れが見られず、淀んだ状態となる。これに対し、本発明を示す図5では、吸気弁7寄りの下側領域から下側の第2流路5Bを通して吸気が還流し、この結果、吸気弁7の下側の間隙20aを通る吸気流が極端に減少する。また、これに伴って上側の間隙20bを通る吸気流が増加する。従って、効果的にタンブルを強化できる。

【0027】

図7は、図5の実施例と図6の比較例とについて、吸気弁7の周囲の各部を通る吸気流量を解析した結果を示す。つまり、吸気弁7の周囲360°をA～Hに8分割し、それぞれの45°の範囲での流量をプロットしたものである。ここで、B～Cが前述した下側の間隙20aに相当し、F～Gが上側の間隙20bに相当する。図示するように、破線で示す比較例の特性に比べて、実線で示す実施例の特性は、B～Cの範囲で流量がより少なくなり、F～Gの範囲で流量がより多くなる。

【0028】

また図8は、実際にシリンダ2内に形成されるタンブルの強さを示すタンブル比を、解析により求めた結果を示す。破線が図6の比較例の特性であり、実線が図5の実施例の特性である。図示するように、本発明によれば、同一の開口率の下で、より大きなタンブル比を得ることができる。

【0029】

また、図9は、シリンダ2内と吸気制御弁21上流側との圧力差を一定に与えた状態で、バルブリフトに伴ってシリンダ2内に生じるタンブルのタンブル比を測定したもので、やはり、破線が図6の比較例の特性を、実線が図5の実施例の特性を、それぞれ示す。このような評価においても、本発明によって、タンブルの強化がなされていることが明らかである。

【0030】

図10は、図5もしくは図6のように隔壁11と吸気制御弁21とを用いた吸気装置におけるタンブルの強さと吸入空気量との関係を示している。なお、ここでは、タンブルの強さを、吸気行程中のタンブル比の最大値でもって表している。一般に、タンブルが弱いと燃焼が遅く不安定となる傾向があり、タンブルが強いと燃焼が速く安定となる。図の実線で示す特性は、図6の比較例の場合の関係を示しており、開口率を小さく設定するほどタンブルが強くなるものの吸入空気量が少なくなり、逆に、開口率を大きく設定するほど吸入空気量が多く得られるもののタンブルが弱くなる、という相関関係がある。吸入空気量が少なくなることは、タンブルの生成が可能な運転領域（つまり吸気制御弁21を閉じることができる運転領域）が狭いことを意味し、吸入空気量が多いことは、逆にその運転領域が広いことを意味する。本発明（例えば図5の構成）によれば、破線で示すような領域に、タンブル強さと吸入空気量との相関を得ることができる。つまり、同一のタンブル強さであれば、吸入空気量をより大きく確保でき、また同一の吸入空気量（開口率）であれば、タンブルをより強く得ることができる。

【0031】

次に、図11は、この発明の第3実施例を示している。この実施例では、上側の第1流路5Aの通路断面積が下側の第2流路5Bの通路断面積よりも大きくなるように、隔壁11

の位置が吸気ポート5の下側寄りに設定されている。そして、隔壁11の上流側に位置する吸気制御弁21は、前述した第2実施例と同様に、その回転軸21aが、隔壁11の延長線上で、かつ隔壁11の上流端11bから僅かに離れて位置しており、両者間の間隙によって、閉位置で連通路12を構成するようになっている。そして、弁体21bは、下側の第2流路5Bを遮蔽する部分に加えて、回転軸21aを挟んで反対側に延びた延長部21dを有しており、この延長部21dが、弁体21bの閉位置において隔壁11よりも上方に突出するとともに、弁体21bの開位置（破線で示す）において、上記上流端11bと上記回転軸21aとの間の間隙を遮蔽するようになっている。

【0032】

この実施例では、吸気制御弁21によって下側の第2流路5Bを遮蔽したときの開口率が比較的大きく設定されており、従って、より広い運転領域で吸気制御弁21を閉じてタンブルを生成することが可能である。

【0033】

次に、図12は、この発明の第4実施例を示している。この実施例では、隔壁11の位置が、上記第3実施例と同様に吸気ポート5の下側に片寄った位置に設定されているとともに、吸気制御弁21の回転軸21aが、吸気ポート5の下側内壁面5bに沿った位置に設けられている。つまり、板状の弁体21bの一端部が上記回転軸21aに取り付けられており、該回転軸21aを中心として、所定角度、回転するようになっている。そして、図示する閉位置では、弁体21bが吸気ポート5内に起立して、吸気ポート5の下側の第2流路5Bを遮蔽するとともに、その先端部が隔壁11よりも上側へ突出する。また、この閉位置で、弁体21bは隔壁11の上流端11bから離れており、両者間に連通路12が構成される。そのため、やはり弁体21b先端部の下流側に、低圧領域13が発生し、下側の第2流路5Bを介して下流の開口端14から連通路12へと吸気が還流する。従って、前述した各実施例と同様に、シリンダ2内のタンブルが強化される。なお、図示の閉位置では、やはり上流側から流れてきた吸気流を上側内壁面5aに向かって案内する方向に弁体21bが傾斜している。そして、弁体21bが下流側に回転した開位置では、吸気ポート5内の流れを妨げないように弁体21bが下側内壁面5bに沿って位置し、下側の第2流路5Bを開放する。

【0034】

また、この第4実施例では、特に、回転軸21aとともに回転する弁体21bの先端縁に、内側に折れ曲がった折曲部21cをさらに備えている。この折曲部21cは、弁体21bが図示のように閉位置にあるときに、吸気ポート5の下流側へ向かって延びた形となるように、その折曲角度が設定されている。従って、吸気ポート5の上側の領域を通る吸気流が弁体21bの背面に回り込むことが抑制され、低圧領域13がより下流側の位置まで発達する。なお、上記折曲部21cは、弁体21bが開位置に回転したときには、破線で示すように、弁体21bとともに吸気ポート5の下側内壁面5bに設けられた凹部22内に収容されるので、吸気ポート5内の流れを阻害することがない。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る吸気装置の第1実施例を示す断面図。

【図2】この第1実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図3】第2実施例を示す断面図。

【図4】この第2実施例の吸気装置を上方から見た平面図。

【図5】この第2実施例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図6】比較例の吸気装置における吸気の流れを示す説明図。

【図7】吸気弁の周囲を通る吸気流の分布を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図8】シリンダ内のタンブル比を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図9】バルブリフトに伴うタンブル比の特性を実施例と比較例とで対比して示す特性図。

【図10】タンブルの強さと吸入空気量との関係を示す特性図。

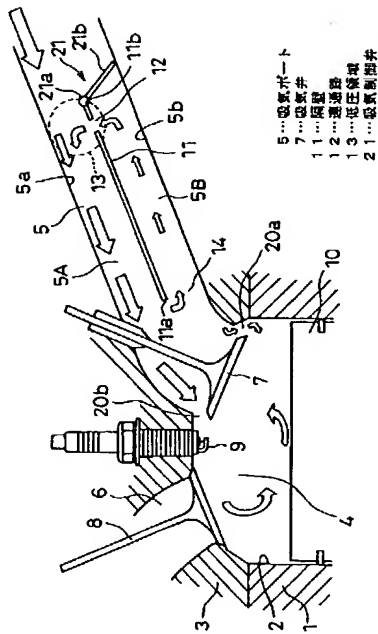
【図11】第3実施例を示す断面図。

【図 1 2】第 4 実施例を示す断面図。

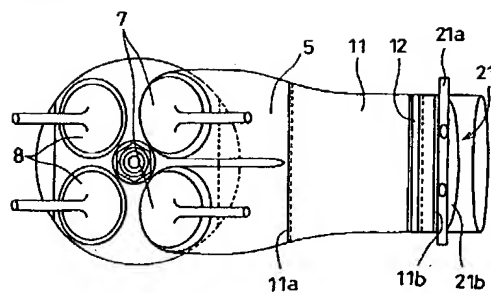
【符号の説明】

- 5 … 吸気ポート
- 7 … 吸気弁
- 11 … 隔壁
- 12 … 連通路
- 13 … 低圧領域
- 21 … 吸気制御弁

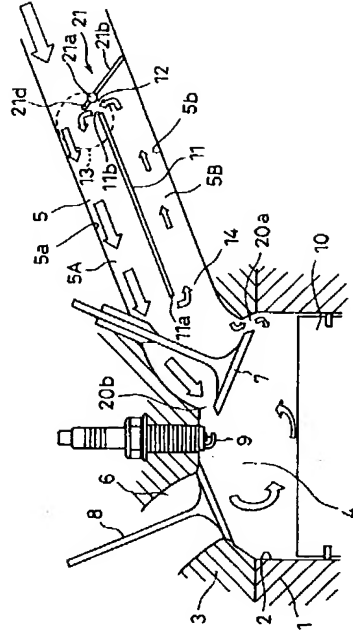
【図 1】



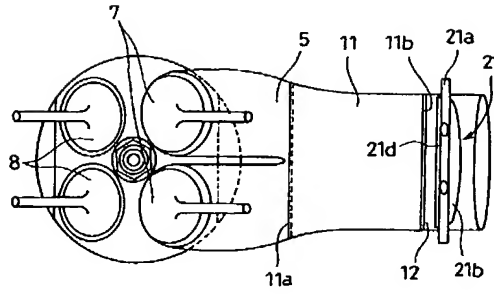
【図 2】



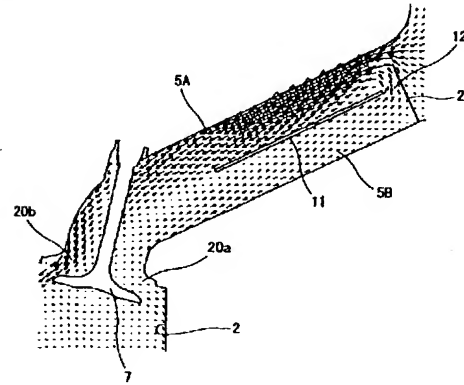
【図 3】



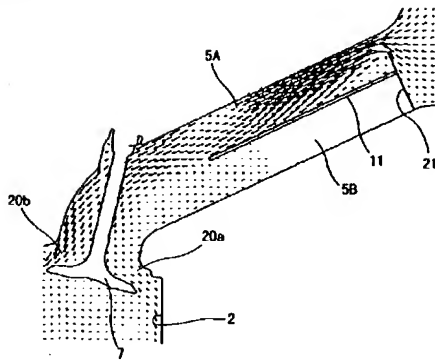
【図 4】



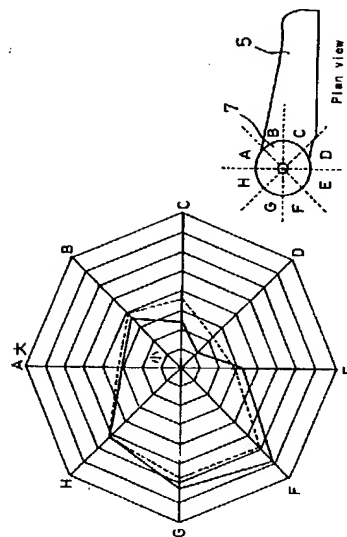
【図 5】



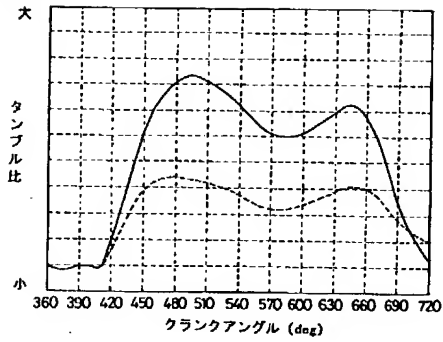
【図 6】



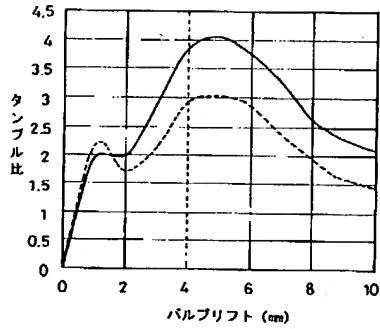
【図 7】



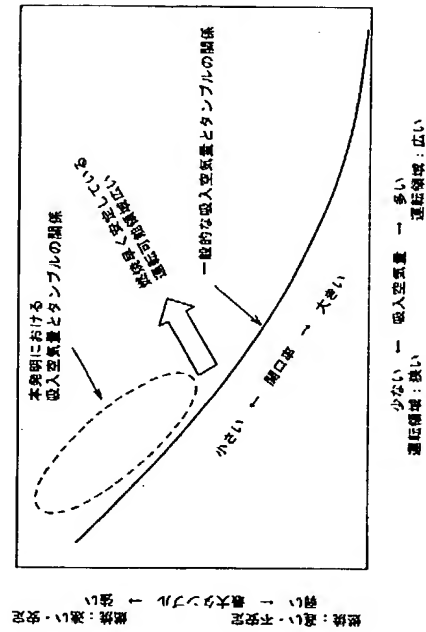
【図 8】



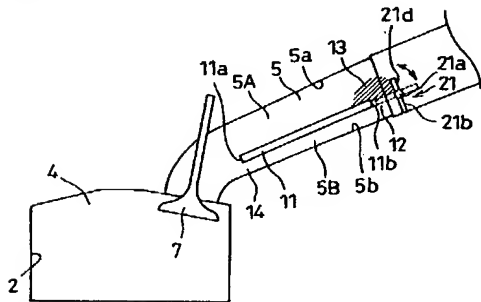
【図 9】



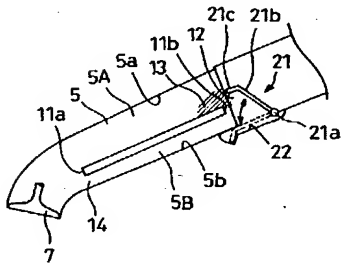
【図 10】



【図 11】



【図 12】



フロントページの続き

(72)発明者 酒井 太朗

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

Fターム(参考) 3G023 AA02 AB03 AC04 AD03 AD05 AD07 AF01 AG02
3G024 AA09 DA01 DA06 DA08

PAT-NO: JP02004124836A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 2004124836 A
TITLE: INTAKE DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION
ENGINE
PUBN-DATE: April 22, 2004

INVENTOR-INFORMATION:

NAME	COUNTRY
ARIMATSU, MOTOKI	N/A
SAKAI, TARO	N/A

INT-CL (IPC): F02B031/00, F02B023/10 , F02F001/42 ,
F02M069/00

ABSTRACT:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reinforce a tumble inside a cylinder 2 without excessively decreasing an opening rate of an intake port 5.

SOLUTION: A partition wall 11 along a longitudinal direction is arranged inside the intake port 5, and an upper side first passage 5A and a lower side second passage 5B are divided by the partition wall. An intake air control valve 21 is arranged to an upstream side of the partition wall 11, and a communication passage 12 is formed into a slit shape to be open at the partition wall such that the communication passage 12 faces a local low pressure area 13 generated on an immediately downstream side of the intake air control valve 21. When the intake air control valve 21 is in a closed position, an intake air flow passes only to the first passage 5A and at the same time, by a pressure difference due to the low pressure area 13, the intake air is taken from a downstream end 14 of the second passage

5B and flows in the second passage 5B to an upstream side, and then is refluxed from the communication passage 12 to the first passage 5A. Accordingly, a flow rate passing a lower side gap 20a of an intake valve 7 is reduced, and the flow rate passing an upper side gap 20b is increased, whereby the tumble is reinforced.

COPYRIGHT: (C)2004,JPO

----- KWIC -----

Abstract Text - FPAR (2):

SOLUTION: A partition wall 11 along a longitudinal direction is arranged inside the intake port 5, and an upper side first passage 5A and a lower side second passage 5B are divided by the partition wall. An intake air control valve 21 is arranged to an upstream side of the partition wall 11, and a communication passage 12 is formed into a slit shape to be open at the partition wall such that the communication passage 12 faces a local low pressure area 13 generated on an immediately downstream side of the intake air control valve 21. When the intake air control valve 21 is in a closed position, an intake air flow passes only to the first passage 5A and at the same time, by a pressure difference due to the low pressure area 13, the intake air is taken from a downstream end 14 of the second passage 5B and flows in the second passage 5B to an upstream side, and then is refluxed from the communication passage 12 to the first passage 5A. Accordingly, a flow rate passing a lower side gap 20a of an intake valve 7 is reduced, and the flow rate passing an upper side gap 20b is increased, whereby the tumble is reinforced.

Document Identifier - DID (1):
JP 2004124836 A